

⑤1

Int. Cl. 2:

F 02 D 15-04

①9 BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES



PATENTAMT

DT 24 04 231 A1

①1

Offenlegungsschrift 24 04 231

②1

Aktenzeichen:

P 24 04 231.7

②2

Anmeldetag:

30. 1. 74

④3

Offenlegungstag:

31. 7. 75

③0

Unionspriorität:

③2 ③3 ③1

⑤4

Bezeichnung:

Wechselverdichtungsverhältnis für Ottomotore mit wechselnder Betriebsbeanspruchung

⑦1

Anmelder:

Rosenau, Viktor, 7500 Karlsruhe

⑦2

Erfinder:

gleich Anmelder

⑤6

Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht zu ziehende Druckschriften:

DT-PS 1 03 700

DT-PS 1 69 696

DT-PS 9 34 856

DT-OS 19 09 563

DL 1 01 729

GB 9 72 891

US 34 50 111

DT 24 04 231 A1

Beschreibung zur Patentanmeldung

Anmelder: Viktor Rosenau,
7500 Karlsruhe, 1, Wolfartsweiererstraße 5

Titel: Wechselverdichtungsverhältnis für Otto-
motore mit wechselnder Betriebsbeanspru-
chung.

Anwendungs- Die Erfindung betrifft ein Wechselver-
gebiet: dichtungsverhältnis für Ottomotore mit
wechselnder Betriebsbeanspruchung ins-
besondere für Kraftfahrzeugmotore.

Zweck: Herabsetzen des Kraftstoffverbrauchs
und des Anteils von toxischen Stoffen
(Schadstoffen) in den Auspuffgasen.

509831/0180

Stand der Technik: Es ist bekannt, daß der Kraftstoffverbrauch bei Ottomotoren wesentlich mit dem Verdichtungsverhältnis im Zusammenhang steht (vor allem, weil der Wirkungsgrad der Idealmaschine und das Verdichtungsverhältnis im Zusammenhang stehen: je höher das Verdichtungsverhältnis, desto höher der Wirkungsgrad), aber das Verdichtungsverhältnis darf nicht einen gewissen (für jede Motorenkonstruktion) Wert überschreiten, bei welchem die Gefahr des Klopfens (Detonation) entsteht.

Es ist bekannt, daß der Wirkungsgrad der Idealmaschine bei einem Dieselmotor (isobare Wärmezufuhr) geringer, als derjenige eines Ottomotors (isochore Wärmezufuhr), bei gleichen Verdichtungsverhältnissen der Beiden, ist, und nur durch hohe Verdichtungsverhältnisse kommt es bei Dieselmotoren zu geringerem Kraftstoffverbrauch.

Erhöhen des Verdichtungsverhältnisses bei Ottomotoren ist immer erwünscht, aber dieses, wie erwähnt, ist durch die Klopfneigung begrenzt.

Eine vollendete theoretische Erklärung des Klopfens bei Ottomotoren gibt es gegenwärtig nicht, jedoch ist bekannt, daß das Klopfen durch Explosion von unstabilen Peroxyden, welche sich bei hohen Temperatur und Druck in der Verbrennungskammer bilden, verursacht wird.

Das Klopfen ist von vielen Faktoren beeinflusst, die wichtigsten dieser Faktoren (bei einem gewissen Verdichtungsverhältnis) sind:

die Beanspruchung des Motors (Werte des Drehmoments, Spitzendrucks und Spitzentemperatur des Arbeitskreises);

die Drehzahl (je Zeiteinheit);
das Luftverhältnis des Gemisches.

Je geringer die Beanspruchung, desto geringer ist auch die Klopfneigung; dieses lässt sich dadurch erklären, daß beim Herabsetzen des Drehmoments (Drosseln des Motors):

sich wesentlich der Spitzendruck des Kreisprozesses vermindert;

der verhältnismäßige Inhalt von Restgasen scharf ansteigt, wodurch sich die Wahrscheinlichkeit von Unterbrechen der schon begonnenen Kettenreaktionen erhöht;

die relative Wärmeabgabe in die Wände der Verbrennungskammer zunimmt, die Temperaturen des Prozesses sinken, und dadurch vermindert sich die Intensität der Bildung von Peroxyden; die Temperatur des Gemisches sinkt auch durch Drossелеffekt im Vergaser;

bemerkenswert die Temperatur des Kolbens sinkt.

Bei diesen Verhältnissen verläuft die Vorbereitung (zur Detonation) des am letzten verbrennenden Teiles der Ladung wesentlich weniger intensiv.

Bei hohen Drehzahlen des Motors ist die Klopfneigung geringer, als bei niedrigen; dieses lässt sich dadurch zu erklären, daß bei hoher Drehzahl:

die für die Bildung von Peroxyden notwendige Zeit kürzer, als bei niedrigen Drehzahlen, ist;

das Gemisch mit höherer Geschwindigkeit eingesogen wird, dadurch turbulenter ist und sich besser durchmischt.

"Fette" Gemische (mit Luftverhältnisse 0,85...1,0) neigen wesentlich mehr zum Klopfen, als "magere" (mit Luft-

509831/0180

verhältnisse 1,1...1,15).

Es ist, weiter, bekannt, daß Kraftfahrzeugmotore selten mit Höchstwerten des Drehmoments beansprucht werden; dieses kommt nur ganz kurze Zeit während hoher Beschleunigung, beim Anfahren einer Steigung und in anderen relativ seltenen Fällen, vor. Bei fahren auf Autobahn mit Spitzengeschwindigkeit ist der Motor mit Höchstdrehzahl im Betrieb; bei der Höchstdrehzahl (und hoher Beanspruchung) beträgt der indizierte Mitteldruck nicht mehr, als 65...75% seines Spitzenwertes. Wie bekannt, erreicht der indizierte Mitteldruck seinen Spitzenwert bei einer Drehzahl, die etwa 50...60 % der Höchstdrehzahl gleich ist (dabei höchste Beanspruchung: Gaspedal vollständig durchgetreten). Im Kriechverkehr in der Stadt (und im Stau) steht der Motor meistens mit geringer Beanspruchung oder im Leerlauf im Betrieb.

509831/0180

Kritik Das Verdichtungsverhältnis bei Ottomotoren wird
des so bestimmt, daß es wie möglich hoch ist, jedoch
Standes nicht so hoch, daß im Betrieb des Motors das Klopfen
der stattfindet, und da ist der Betriebsstand der
Technik: höchsten Beanspruchung bei ungünstigsten für das
 Klopfen Drehzahlen und Luftverhältnissen maßgebend,

nach diesem muss sich gerichtet werden, für diese Verhältnisse wird das Verdichtungsverhältnis bestimmt und bleibt so bei allen anderen Betriebsständen; und weil bei einem Kraftwerk eines Kraftwagens es selten zu höchster Beanspruchung kommt, insbesondere wenn es sich um einen Motor mit relativ hoher PS-Zahl handelt, so ist, also, das Kraftwerk die meiste Zeit im Betrieb bei dem Verdichtungsverhältnis, auf welches es nicht berechnet ist und welches nur für so einen Betriebsstand optimal ist, welcher selten vorkommt.

Bei ganz geringer Beanspruchung und im Leerlauf muß ein Ottomotor mit brennstoffreichem ("fettem") Gemisch gespeist werden (damit die Zündwilligkeit ausreichend ist), wobei, infolge unvollständiger Verbrennung, in den Auspuffgasen der Anteil toxischer Stoffen scharf ansteigt; der spezifische Brennstoffverbrauch nimmt dabei auch steil zu, wie durch unvollständige Verbrennung, so auch wegen dem nicht optimalen für diesen Betriebsstand Verdichtungsverhältnis.

Wenn bei Teilbelastung und im Leerlauf das Verdichtungsverhältnis erhöht werden könnte, so würde bei diesen Betriebsständen der Arbeitsprozess stabiler und bei relativ brennstoffarmen ("mageren") Gemisch möglich. Erhöhen der Stabilität des Arbeitsprozesses lässt sich hier durch er-

509831/0180

höhen der Zündwilligkeit des Gemisches zu erklären: bei Erhöhen des Verdichtungsverhältnisses nimmt der Spülgrad wesentlich zu (d.h., der Anteil der Restgasen wird wesentlich kleiner), Temperatur und Druck am Ende des Verdichtungsaktes steigen.

Wenn das alles in Acht genommen wird, so kann behauptet werden, daß das Erhöhen des Verdichtungsverhältnisses bei Teilbelastung und im Leerlauf, und auch bei Erhöhen der Drehzahlen, folgendes zum Ergebnis haben wird:

Herabsetzen des Kraftstoffverbrauchs, vor allem durch Steigerung des Wirkungsgrades der Idealmaschine und vollständigerer Verbrennung bei Teilbelastung und im Leerlauf; dazu auch durch Steigerung des Gütegrades, da bei erhöhten Verdichtungsverhältnissen das Verbrennen näher am obersten Totenpunkt verläuft, wodurch die Wärmeabgabe in die Wände der Verbrennungskammer abnimmt - die allgemeine Auswertung der Wärme eines ausgeführten Motors steigt (im Vergleich mit einem Idealen).

Herabsetzen der Toxizität der Auspuffgasen infolge vollständigerer Verbrennung bei Teilbelastung und im Leerlauf.

Es sind Systeme wechselnder Verdichtungsverhältnisse bekannt, z.B., bei Dieselmotoren, wo das Verdichtungsverhältnis beim Anlassen geändert wird (durch einen komplizierten Aufbau des Kolbens und hydraulische Anlage oder einen komplizierten Aufbau des Zylinderkopfes). Aber diese

Systeme sind nicht dazu geeignet, das Verdichtungsverhältnis jedem Betriebsstand anzupassen, die Ausführung ist kompliziert, teuer und für Massenproduktion wenig oder überhaupt nicht geeignet. Es sind auch Konstruktionen von Vergasermotoren mit verstellbarem Verdichtungsverhältnis bekannt, z.B., der BASF-Ottomotor, aber diese haben auch eine andere Bestimmung (Bestimmen der Oktanzahl bei Brennstoffen), das Verdichtungsverhältnis wird da auf so eine Art geändert, daß diese bei Kraftfahrzeugmotoren mit mehreren Zylindern nicht verwendbar, und nicht dazu geeignet, das Verdichtungsverhältnis jedem Betriebsstand anzupassen, ist.

509831/0180

Aufgabe: Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde so ein System (Konstruktion) der Veränderung des Verdichtungsverhältnisses zu schaffen, welches das Verdichtungsverhältnis bei Ottomotoren mit einem oder mehreren Zylindern im Betrieb so zu ändern ermöglicht, daß dieses sich bei jedem Betriebsstand seinem optimalen Wert, mit ausreichender Sicherheit gegen das Klopfen, nähert, und daß dieses System einfach im Betrieb und passend für Massenproduktion ist; wichtig ist auch, daß bei Übergang auf Motore mit Wechselverdichtungsverhältnis die Konstruktion der sich im Betrieb befindenden Motoren mit konstantem Verdichtungsverhältnis und die Technologie deren Herstellung möglichst minimale Änderungen fordern.

Lösung: Diese Aufgabe wird erfindermäßig dadurch gelöst, daß der Zylinderblock, unabhängig von der Zahl der Zylinder, im Betrieb gegenüber zum Kurbelwellenlagerträger verschoben wird, so daß das Verdichtungsverhältnis bei jedem Betriebsstand sich seinem optimalen Wert nähert, wobei das Luftverhältnis des Gemisches bei Teilbelastung und im Leerlauf erhöht werden kann (gegenüber einem Motor mit konstantem Verdichtungsverhältnis).

Fig.1, Fig.2 und Fig.3 stellen Sinnbilder von Motoren mit Wechselverdichtungsverhältnis dar (Teile, die für die Beschreibung unwesentlich sind, so Ansauge- und Auspuffleitung, Vergaser oder Einspritzanlage u.s.w., sind nicht dargestellt).

Der Zylinderblock 1 wird gegenüber dem Kurbelgehäuse 3 vortschreitend (Fig.1) oder drehbar um eine Achse 4 (Fig.2

509831/0180

und Fig.3) verschoben, so daß sich der Abstand Zylinderblock-Kurbelgehäuse (h) und so die Abmessung A und das Verdichtungsverhältnis ändern.

Das Verschieben wird von Servomechanismen 2 (Fig.1 und Fig.2) bewerkstelligt. Diese Servomechanismen werden vom Druck in der Ansaugleitung (auch vom Druck in den Verbrennungskammern) und von der Drehzahl der Kurbelwelle unmittelbar oder sekundär durch ein elektronisches (oder Halbleiter-) Gerät beeinflusst (gesteuert).

Als Servomechanismen können hydraulische Verstärker dienen, zu deren Antrieb das Öl des Schmiersystems (mit seinem Druck) eingesetzt werden kann. Der Förderstrom und Betriebsdruck der Ölpumpe müssen in diesem Fall entsprechend angepasst werden.

Aber die Ausführung eines Motors mit Servomechanismen kann kompliziert, teuer, umständlich im Betrieb und unannehmbar für Massenproduktion sein. Einfacher ist eine folgende Lösung (Fig.3).

Der Zylinderblock 1 wird an das Kurbelgehäuse 3 von Federn 5 angedrückt. Bei gewisser Vorspannung der Federn 5 (die Federsteife muss auch eine Bestimmte sein) wird der Abstand Zylinderblock-Kurbelgehäuse (h), also die Abmessung A und so das Verdichtungsverhältnis vom Gleichgewichtszustand der Druckkraft der Gasen in den Verbrennungskammern, einerseits, und der Spannungskraft der Federn 5 andererseits, bestimmt (von der Druckkraft der Gasen wird der Zylinderblock vom Kurbelgehäuse abgedrückt). Wenn die Druckkraft der Gasen in den Verbrennungskammern steigt, so wird das

Gleichgewicht dieser Druckkraft einerseits, und der Spannungskraft der Federn 5 andererseits, verletzt, der Abstand Zylinderblock-Kurbelgehäuse (h) vergrößert sich (und somit nimmt das Verdichtungsverhältnis ab) bis durch Steigen der Spannungskraft der Federn 5 das Gleichgewicht wieder hergestellt ist; nimmt nun die Druckkraft in den Verbrennungskammern ab, so wird ebenfalls das Gleichgewicht der genannten Kräfte verletzt, jetzt aber ist die Spannungskraft der Federn 5 die Grössere - der Abstand h wird, also, kleiner (somit nimmt das Verdichtungsverhältnis zu) bis das Gleichgewicht (durch Abnehmen der Spannungskraft der Federn 5) wieder hergestellt ist.

Wenn jetzt die, infolge des impulsiven Charakters der Druckkräfte, entstehende Schwingungen des Zylinderblocks gegenüber dem Kurbelgehäuse von einem Dämpfer 6 gestoppt werden, so ist durch Verwenden entsprechender Federn 5, ihrer Zahl und Vorspannung (es kann auch zu einem einfachen Hebelsystem kommen) mit ausreichender für die Praxis Präzision eine Beziehung $h=f(p_i)$, oder $A=f'(p_i)$, also mithin $\varepsilon=f''(p_i)$ zu erreichen (h, A - siehe Fig.3; ε - epsilon - Verdichtungsverhältnis). Der indizierte Mittel-
druck p_i steht im funktionellem Zusammenhang mit Bestimmungsgrößen, die wesentlich das Klopfen bestimmen: Druck p_2 und Temperatur T_2 am Ende des Verdichtungstaktes und so mit Spitzendruck p_3 und Spitzentemperatur T_3 des Arbeitskreises.

Bei konstantem Verdichtungsverhältnis nehmen p_2 und T_2 mit Herabsetzen der Beanspruchung des Motors ab und der

509831/0180

verhältnismäßige Inhalt von Restgasen nimmt zu; dadurch sinken Zündwilligkeit und Zündgeschwindigkeit des Gemisches. Um diese ausreichend zu machen, wird das Gemisch brennstoffreicher ("fetter") gemacht; durch dieses wird der spezifische Brennstoffverbrauch und die Toxizität der Auspuffgasen bedeutend gefördert.

Durch die Beziehung $\xi = f(p_i)$ kann bei Wechselverdichtungsverhältnis, mit ausreichender für die Praxis Präzision ohne besondere Schwierigkeiten, erreicht werden, daß Druck p_2 und Temperatur T_2 (und der verhältnismäßige Inhalt von Restgasen) im gesamten Betriebsbereich sich nicht wesentlich ändern, also, die Zündwilligkeit und Zündgeschwindigkeit des Gemisches bei hohem (ohne bedeutenden Ändern) Luftverhältnis ausreichend und die Sicherheit gegen das Klopfen unverändert bleiben.

Von der Drehzahl der Kurbelwelle wird hier das Verdichtungsverhältnis nicht beeinflusst, bei hohen Drehzahlen werden, also, die Verbesserungsmöglichkeiten des Wirkungsgrades durch Erhöhen des Verdichtungsverhältnisses nicht ausgenutzt. Aber die Beeinflussung des Verdichtungsverhältnisses von der Drehzahl der Kurbelwelle ist leicht, durch einfache Einrichtungen, zu erreichen; eine solche Einrichtung ist weiter (in Ausführungsbeispielen) beschrieben.

Berücksichtswerte Merkmale über den Aufbau
eines Motors mit Wechselverdichtungsverhältnis.

Zylinederblock und Kurbelwellenlagerträger sind, also, ein vom anderem abgeteilt und stellen selbstständige Glieder dar; die konstruktive Ausführung kann verschieden sein, in jedem Fall muss die Konstruktion möglichst steif sein.

Ansauge- und Auspuffleitung, Vergaser, Ölpumpe, Anlasser, Zündunterbrecher mit Zündverteiler u.s.w. befinden sich auf ihren gewöhnlichen Stellen, sind, also, entweder am Kurbelgehäuse, Zylinderblock oder Zylinderkopf befestigt.

Wesentlich ist nur der Nockenwellenantrieb verändert; ausser dem, bei einem Motor nach Sinnbild Fig.3 ist Anwenden eines Anlassers, der einen grösseren Drehmoment, als bei einem Motor mit konstantem Verdichtungsverhältnis, entwickelt, notwendig, weil im Stillstand des Motors das Verdichtungsverhältnis maximal ist. Aber die Ladekapazität des Akkumulators wird wohl kaum vergrössert sein müssen, da bei einem hohen Verdichtungsverhältnis der Ansprung des Motors stabiler ist und der Akkumulator beim Anlassen eine kürzere Zeit beansprucht wird.

Die Verbindung von Schmierkanälen des Zylinderblocks und des Kurbelwellenlagerträgers muss entweder durch biegsame (elastische) Schleuche oder durch Stopfbüchsen bewerkstelligt sein.

Die Nockenwelle muss entweder eine obenliegende sein, oder

muss sie im Zylinderblock (nicht im Kurbelwellenlagerträger) gelagert sein; der Antrieb der Nockenwelle muss so aufgebaut sein, daß beim Verschieben des Zylinderblocks gegenüber dem Kurbelwellenlagerträger die Einstellung der Nockenwelle gegenüber den Totenpunkten sich nicht verändert (mit ausreichender Präzision).

Der Vergaser muss sich vom denjenigen eines Motors mit konstantem Verdichtungsverhältnis durch die Beziehung $\lambda = \varphi(L)$ unterscheiden (λ - lambda - Luftverhältnis; L - Luftverbrauch je Zeiteinheit; φ - phi - Funktionszeichen). Fig.4 stellt den Verlauf dieser Beziehung für folgende Fälle dar (Betriebsbereich schraffiert):

BC - bei einem Elementarvergaser (d. h.: einfacher Vergaser, ohne Zusatzeinrichtungen);

EKC - für einen Idealvergaser eines Motors mit konstantem Verdichtungsverhältnis;

NKM - für einen Idealvergaser eines Motors mit Wechselverdichtungsverhältnis (schätzungsweise - genau muss dieser Verlauf nach Experimenten für jede Motorausführung festgestellt werden; es ist möglich, daß diese Beziehung auch so verlaufen wird, wie es die Kurve GKM darstellt; in jedem Fall darf das Luftverhältnis außer Punkt K erhöht sein (im Vergleich mit Fall EKC)).

Hier (Fig.4) ist vorausgesetzt, daß im Fall EKC das konstante Verdichtungsverhältnis dem im Falle NKM minimalen Wert des Wechselnden gleich ist.

Den Punkten C und M entsprechen ungefähr gleiche Leistungen (M - vollständigeres Verbrennen und höheres Verdichtungsverhältnis).

Der Aufbau eines Vergasers für einen Motor mit Wechselverdichtungsverhältnis wird sich wohl sehr wenig von einem solchen für einen Motor mit konstantem unterscheiden (nur durch Einstellungen und einzelne Änderungen).

Der genaue Verlauf der erforderlichen Vorzündung muss für jede Motorenausführung, wie gewöhnlich, festgestellt werden.

Es ist bekannt, daß je höher das Verdichtungsverhältnis, desto intensiver der Verschleiß der Teile des Kurbeltriebes; darum, je höher das Verdichtungsverhältnis, desto massiver sind diese Teile. Aber im Falle des Wechselverdichtungsverhältnisses wird dieser Satz nicht wesentlich sein, weil hier das Verdichtungsverhältnis sich nur bei Teilbelastung und im Leerlauf erhöht, also, bei verhältnismäßig geringer Beanspruchung dieser Teile.

Erzielbare Die mit der Erfindung erzielten Vorteile beste-
Vorteile: hen insbesondere darin, daß das Wechselverdichtungs-
verhältnis bei Ottomotoren mit wechselnder Beanspu-
chung (insbesondere Fahrzeugmotoren) den Brennstoffverbrauch
und das Anteil von toxischen Stoffen (Schadstoffen) in den
Auspuffgasen herabsetzen ermöglicht. Es sind alle Gründe
vorhanden auf Herabsetzen von etwa 18...21 % des Brennstoff-
verbrauchs (im Durchschnitt) zu rechnen, dazu auf wesentli-
ches Herabsetzen des Anteils von toxischen Stoffen in den
Auspuffgasen durch vollständigeres Verbrennen des Brennstoffes.

Als Vorteil kann auch das mitgezählt werden, daß ein Motor
mit Wechselverdichtungsverhältnis einfach auf unterschied-
liche Brennstoffsorten (mit unterschiedlichen Oktanzahlen)
umgestellt werden kann.

Es müssen, selbstverständlich, Erforschungen (Experimente),
Konstruktionsarbeit u.s.w. durchgeführt werden, bis es zu
einer Konstruktion kommt, die für Massenproduktion günstig
sein würde. Das Problem vereinfacht sich dadurch, daß man
es hier mit schon weit erforschten Prozessen zu tun hat
mit reichen Erfahrungen.

Stichberechnungen
und Ausführungs-
beispiele

Berechnung des Spitzenwertes des Wechselverdichtungsverhältnisses (schätzungsweise, für Viertaktmotor).

Vorausgesetzt:

der Betrieb bei Beanspruchung mit Spitzenwerten des indizierten Mitteldrucks und Drehmoments bei Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = \varepsilon_{\min} = 8,5$ verläuft ohne Klopfen;

Temperatur und Druck am Ende des Verdichtungstaktes und Luftverhältnis des Gemisches bei diesem Betriebsstand gleichen den Entsprechenden im Leerlauf.

		Spitzenwert des Drehmoments	Leerlauf
Druck am Anfang des Verdichtungstaktes	p_1	0,85 ata	0,35 ata
Temperatur am Anfang des Verdichtungstaktes	T_1	$77^\circ\text{C} = 350^\circ\text{K}$	$47^\circ\text{C} = 320^\circ\text{K}$
Verdichtungsverhältnis	ε	$\varepsilon = \varepsilon_{\min} = 8,5$	$\varepsilon = \varepsilon_{\max}$ (Gesucht)
Isentropenexponent des Verdichtungsverlaufs	k	1,36	1,30
Druck am Ende des Verdichtungstaktes	$p_2 = (p_1) \cdot \varepsilon^k$	$0,85 \cdot 8,5^{1,36} = 15,6 \text{ ata}$	15,6 ata
Temperatur am Ende des Verdichtungstaktes	$T_2 = (T_1) \cdot \varepsilon^{k-1}$	$350 \cdot 8,5^{1,36-1} = 756^\circ\text{K} = 483^\circ\text{C}$	$756^\circ\text{K} = 483^\circ\text{C}$

Die in der Tabelle angegebenen Werte kommen häufig vor und sind im Motorenbau bekannt; die Temperatur T_1 ist im Leerlauf um 30° niedriger angenommen, als die entsprechende bei Spitzenwert des Drehmoments, weil die Temperatur der Restgasen mit Zunehmen des Verdichtungsverhältnisses (Abnehmen der Beanspruchung) sinkt und der Spülgrad wegen Erhöhen des Verdichtungsverhältnisses sich nicht wesentlich ändert (bei konstantem Verdichtungsverhältnis sinkt der Spülgrad mit Abnehmen der Beanspruchung). Die Temperatur der Restgasen wirkt sich wesentlich auf die Temperatur T_1 aus. Außer dem sinkt die Temperatur des Gemisches im Vergaser durch Drosselseffekt im Leerlauf mehr, als bei hoher Beanspruchung.

Der Isentropenexponent des Verdichtungsverlaufs k toleriert bei Ottomotoren zwischen den Werten 1,27 (Leerlauf, niedrige Drehzahl) bis 1,37 (hohe Beanspruchung, hohe Drehzahl).

Das Abnehmen des Isentropenexponentes k (genauer gesagt, Polytropenexponentes) mit Abnehmen der Beanspruchung des Motors erklärt sich dadurch, daß dabei das Verhältnis der geförderten Ladungsmasse zur gesamten Fläche der Verbrennungskammer sich vermindert; dieser Isentropengrad steht auch mit der Drehzahl im Zusammenhang: je höher die Drehzahl, desto höher ist auch der Isentropengrad. Schätzungsweise wird hier angenommen:

$$k_{\max} = 1,36; \quad k_{\min} = 1,30 \text{ (Tabelle, Blatt 16)}$$

Temperatur T_2 und Druck p_2 (Blatt 16: Voraussetzungen und Tabelle) bei gesuchtem Wert des Verdichtungsverhältnisses (Leerlauf):

$$p_2 = 0,35 (\epsilon_{\max})^{1,30} = 15,6 \text{ ata};$$

$$T_2 = 320 (\epsilon_{\max})^{1,30-1} = 756 \text{ }^\circ\text{K}.$$

Nach Lösung dieser Gleichungen:

aus Gleichung für p_2 : $\epsilon_{\max} = 18,5;$

aus Gleichung für T_2 : $\epsilon_{\max} = 17,5.$

Maßgebend ist die Temperatur; bei Ansteigen der Drehzahl nimmt der Isentropengrad k , wie erwähnt, zu und die Werte für ϵ_{\max} bei Lösung dieser Gleichungen werden geringer, aber wenn jetzt in Acht genommen wird, daß bei Zunehmen der Drehzahl die Klopfneigung abnimmt und daß im Leerlauf die Temperaturen des Kolbens, Auslassventils (und anderen Teilen der Verbrennungskammer) geringer, als bei hoher Beanspruchung, sind, so darf behauptet werden, daß im Leerlauf bei $\epsilon = \epsilon_{\max} = 17,5$ das Klopfen nicht stattfinden wird, wenn, wie vorausgesetzt, es bei Spitzenwert des Drehmoments ($\epsilon = \epsilon_{\min} = 8,5$) nicht der Fall war.

Doch hier muss in Rücksicht genommen werden, daß die in der Praxis erreichende Beziehung des Verdichtungsverhältnisses zu den gesamten Faktoren, welche das Klopfen verursachen, nicht die günstigste sein kann; im Massenbetrieb darf kaum auf hohe Präzision der Arbeit der Servomechanismen 2 (Fig.1 und Fig.2) oder der Federsteife und Vorspannung der Federn 5 (Fig.3) u.s.w. gerechnet werden. Mit Ansammeln von Verbrennungsrückstand muss auch gerechnet werden (dieser, gelegen gesagt, sammelt sich wesentlich weniger an, wenn der Motor mit brennstoffarmen Gemisch gespeist wird).

Darum kann der hier berechnete Höchstwert des Verdichtungsverhältnisses ($\xi_{\max} = 17,5$) kaum in Betrieb genommen werden und muss ungefähr auf 14,5...16 begrenzt worden sein, damit die Sicherheit gegen das Klopfen ausreichend ist.

Wie schon erwähnt, im Falle des Aufbaues nach Sinnbild Fig.3, je höher der Höchstwert des Verdichtungsverhältnisses, desto einen grösseren Drehmoment muss der Anlasser entwickeln; dieses muss auch berücksichtigt werden.

Der wirtschaftliche (optimale) Höchstwert des Wechselverdichtungsverhältnisses muss für jede Motorenkonstruktion (nach Experimenten) festgestellt werden.

Fig.5, Fig.6, Fig.7 und Fig.8 stellen ein Ausführungsbeispiel eines Motors mit Wechselverdichtungsverhältnis nach Sinnbild Fig.3 dar, mit dem nicht wesentlichen Unterschied, daß hier (Fig.5 und Fig.6) der Schwingungsdämpfer 6 sich in der Ölwanne 30 befindet, also, nicht unmittelbar an den Wandauslegern 7 und 8 (Fig.3 und Fig.6) angebracht ist, sondern durch die Zugstange 12 und Hebel 16 betätigt wird.

Auf allen Zeichnungen sind Teile, die nicht wesentlich für die Beschreibung sind, nicht, oder vereinfacht, dargestellt.

Fig.6 stellt einen Querschnitt nach IJ von Fig.5 dar. Um die Zusammenwirkung aller Teile möglichst klar darzustellen und die Ansicht möglichst deutlich zu machen, ist auf Fig.6 die Ebene YZ (Fig.5) in die Ebene IJ teilweise konventionell kongruiert worden, und die Federsätze 37 (samt mit Bolzen, Scheiben u. s. w. - Fig.6) sind apart oben rechts (und nicht dort, wo sie nach ihrer wirklichen Lage auf Fig.6 aufgezeichnet sein sollten) dargestellt (Schnitt QU -Fig.6); nach Fig.5 und Fig.6 ist es einfach zu erkennen, wo die Federsätze 37 auf Fig.6 nach ihren wirklichen Lage aufgezeichnet sein müssten, dieses hätte aber zu einer ungünstigen Ansicht auf Fig.6 geführt.

Der Zylinderblock 1 ist um die Achse 4 gegenüber dem Kurbelgehäuse 3 bewegbar (Fig.5, Fig.6 und Fig.8) und wird durch zwei Tellerfedersätze 37 an das Kurbelgehäuse 3 angedrückt (es könnten auch anderartige Federn, z. B. Spiralfedern, sein). Die Vorspannung der Federsätze 37 wird durch Gewindemuttern 36 (Fig.5 und Fig.6) bewerkstelligt.

Der Abstand Zylinderblock-Kurbelgehäuse h (Fig.6), also die Abmessung A und so das Verdichtungsverhältnis, stehen hier unmittelbar mit dem Gleichgewicht der Kräfte des Druckes in den Verbrennungskammern einerseits, und der Spannkraft der Federsätze 37 (Fig.5 und Fig.6) andererseits, im Zusammenhang. Die, infolge des impulsiven Charakters der Druckkräfte in den Verbrennungskammern entstehenden Schwingungen des Zylinderblocks gegenüber dem Kurbelgehäuse werden vom Ölkolbendämpfer 6 (Fig. 6 - durch Hebel 16 und Zugstange 12) gestoppt.

Im Stillstand und im Leerlauf des Motors legt sich der Endanschlag 17 auf dem Gummiring 19, wodurch der Höchstwert des Verdichtungsverhältnisses begrenzt wird.

Das Unterteil der Zylinderbüchse 13 (Fig.6) gelangt in das Kurbelgehäuse. Die Verdichtung 14 sorgt für die Dichtschiessung des Kurbelgehäuses.

Die Wandausleger 7, 8, 34, 35 (Fig.5, Fig.6 und Fig.8) sind am Zylinderblock bzw Kurbelgehäuse an entsprechend bearbeiteten Stellen durch Stiftschrauben befestigt und durch Federn 9 (Fig.6) fixiert. Diese Ausleger können auch als ein Gußstück des Zylinderblocks bzw Kurbelgehäuses ausgeführt sein.

Von der inneren Seite der Kurbelgehäusewand (Fig.6) ist der Ausleger 33 befestigt, an welchem der Ölkolbendämpfer 6 befestigt ist (bewegbar um Achse 31).

Als Achsen in den Gelenken 11 dienen Kolbenbolzen (dieselben, wie in den Kolben des Motors). Die Tüllen (Ösen) der Zugstange 12 und Ausleger 7 haben dieselben Abmessungen

509831/0180

(auch Passungen), wie die Tülle der Pleuelstange des Kurbeltriebes und in diese Tüllen sind dieselben (wie in den Pleuelstangen) Büchsen eingepresst. Die Ender der in den Gelenken verwendeten Kolbenbolzen 11 sind in aufgeschnittenen Tüllen durch Schrauben 10 (Fig.5, Fig.6 und Fig.8) festgeklemmt. Bei so einer Ausführung ist das Spiel im gesamten Hebel- Zugsystem minimal. Die Achse 15 (Fig.6) unterscheidet sich von den Achsen 11 nur durch grössere Länge.

In der Ölwanne 30 (Fig.6) ist ein Loch mit Ring 23 ausgestanzt. Auf diesem Ring ist eine Gummimanschette 25 (Fig.5 und Fig.6) aus ölfestem Gummi durch Schnelle (Zwinge) 24 befestigt. Durch Schnelle 22 (Fig.6) ist das innere Teil der Manschette 25 auf der Halseinschnürung 21 des vorderen Dämpferdeckels befestigt. Es gibt, also, eine Möglichkeit für den Stock des Dämpfers 18 während des Betriebes sich in senkrechter Richtung zu bewegen (samt Dämpferzylinder).

Die Bauweise nach Fig.5 und Fig.6 (Schwingungsdämpfer in der Ölwanne) ist etwas komplizierter, als diejenige nach Fig.3, hat aber bestimmte Vorteile:

in hydraulischen Dämpfern ist ein Flüssigkeitsverlust bei dauerhaftem Betrieb unvermeidbar, wobei im Dämpfer ein Spiel entsteht, welches hier nicht zugelassen werden darf; wenn der Öldämpfer sich in der Ölwanne befindet, so ist dieser Umstand verhältnismäßig einfach zu lösen: das Öl wird durch Ventile 29 (Fig.6), die es nur in einer Richtung (aus der Ölwanne in den Dämpferzylinder) während des Betriebes durchlassen, eingesogen, und durch Ventile 32, die es nur in der Richtung aus dem Zylinder in die Ölwanne durchlassen, aus

dem Zylinder, zusammen mit den sich zufällig gebildeten Gasblasen (wenn dieses Letztes stattfand), entfernt;

wenn zufällig ein Spiel im Dämpfer entsteht, so wirkt sich dieses wenig auf dem Zylinderblock aus ($\frac{a \cdot u}{b \cdot e} = 14$ - Fig.6);

und noch: die Kräfte, die unmittelbar auf den Kolben des Dämpfers wirken, sind geringer, wodurch auf eine längere Lebensdauer gerechnet werden kann.

Im Kolben 28 (Fig.6) gibt es keine Kanäle und Ventile.

Die Kanäle 26 (Fig.6) dienen zum Ableiten des Öls, welches sich durch die Verdichtung 27 durchsickern kann. Verdichtungsring 20 ist für Schmutzauffang bestimmt.

Die Ventile 29 und 32 (Fig.6) müssen dem Öldurchlauf einen bestimmten Widerstand leisten. Dieser Widerstand muss groß genug sein um die Schwingungen zu stoppen; andererseits, muss er die Bewegung des Kolbens beim Ändern des Verdichtungsverhältnisses leicht genug zulassen. Hier muss auch die Änderung der Viskosität des Öls bei unterschiedlichen Temperaturen berücksichtigt werden.

Die Schwingungen des Zylinderblocks gegenüber dem Kurbelgehäuse (Frequenz - doppelte Motordrehzahl) können, selbstverständlich, nicht vollständig vermieden werden; jedoch wenn die Schwingungsweite, gemessen auf der Motorzylinderachse, bei Spitzenbelastung einen Wert von 0,1...0,2 mm beträgt (bei Teilbelastung entsprechend weniger), so können diese ohne Schaden für den Motor zugelassen werden (für die Sicherheit gegen das Klopfen sind diese Schwingungen sogar günstig).

Fig.7 stellt ein Sinnbild des Nockenwellenantriebes dar (auch hier sind nur wesentliche für die Beschreibung Glieder dargestellt).

Das Gehäuse besteht aus zwei gestanzten (oder Guß) Teilen 40 und 42 (Fig.7, Fig.5, Fig.8) und einem darauf befestigten gefaltenem (gaufriertem) Gummiteil 41 (aus ölfestem Gummi); das obere Teil 40 ist, also, gegenüber dem Unterem 42 bewegbar.

Die Feder 48 (Fig.7) durch Hebel 49 und Kettenritzel 50 spannt die Antriebskette 51 (Leertrum). Der Arbeitstrum 39 läuft über Kettenritzel 43. Bei Bewegen des oberen Teiles 40 gegenüber dem Unterem 42 (um die Achse 4) wird der Hebel 45 (samt Kettenritzel 43) durch Schiebstanze 46 um das Gelenk 44 bewegt (Gelenk 44 am Kurbelgehäuse, Gelenk 47 am Zylinderblock befestigt). Das gegenseitige Verhältnis der Längen j , m , n (Fig.7) ist so zusammengefasst, daß die Einstellung der Nockenwelle 38 gegenüber den Totenpunkten mit ausreichender Präzision unverändert bleibt.

Ausgewählte wichtige Daten und Berechnungen
(schätzungsweise) zum Beispiel nach Fig.5, Fig.6,
Fig.7 und Fig.8

Reihenmotor für Kraftwagen, vier Zylinder;

Bohrung: $D = 80 \text{ mm} = 8 \text{ cm}$; Kolbenhub: $H = 80 \text{ mm} = 8 \text{ cm}$;

Hubraum:

$$V_H = 4 \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H = 4 \cdot \frac{3,14 \cdot 8^2}{4} \cdot 8 = 1600 \text{ cm}^3;$$

Spitzenwert des indizierten Mitteldruckes:

$$p_{i\max} = 9 \text{ kP/cm}^2;$$

entsprechender Spitzendruck des Arbeitskreises:

$$p_{3\max} = 45 \text{ kP/cm}^2;$$

minimaler indizierter Mitteldruck (Leerlauf):

$$p_{i\min} = 1,5 \text{ kP/cm}^2;$$

Höchstwert des indizierten Mitteldruckes bei höchstzulässiger Drehzahl:

$$p_i' = 6 \text{ kP/cm}^2;$$

Verdichtungsverhältnis:

bei Spitzenbeanspruchung $\xi = \xi_{\min} = 8,5$ (entsprechend

$$p_{i\max} = 9 \text{ kP/cm}^2);$$

im Leerlauf $\xi = \xi_{\max} = 15,1$ (entsprechend $p_{i\min} = 1,5 \text{ kP/cm}^2$);

bei höchstzulässiger Drehzahl $\xi = \xi' = 11,2$ (entsprechend

$$p_i' = 6 \text{ kP/cm}^2).$$

Änderung (h') der Abmessung h (Fig.6):

$$h' = \frac{H}{\varepsilon_{\min}^{-1}} - \frac{H}{\varepsilon_{\max}^{-1}} = \frac{80}{8,5 - 1} - \frac{80}{15,1 - 1} = 5 \text{ mm.}$$

Spitzenkraft, die von Seite der Verbrennungskammer (Gasen) auf den Zylinderblock bei Spitzenwert des indizierten Mitteldruckes wirkt (bei vier Zylindern - Arbeitstakt in gleicher Zeit nur in einem Zylinder):

$$F_{\max} = p_{3\max} \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 45 \cdot \frac{3,14 \cdot 8^2}{4} = 2250 \text{ kP.}$$

Die Federsätze (37 - Fig.5 und Fig.6) müssen die Druckkraft des indizierten Mitteldruckes p_i ausgleichen; Spitzenwert dieser Kraft (bei $p_i = p_{i\max}$):

$$F_{i\max} = p_{i\max} \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 9 \cdot \frac{3,14 \cdot 8^2}{4} = 450 \text{ kP.}$$

Unmittelbar auf die Federn wirkende Kraft:

$$F'' = F_{i\max} \frac{b}{w} = 450 \cdot \frac{1}{2} = 225 \text{ kP} \left(\frac{b}{w} = \frac{1}{2} - \text{Fig.6} \right).$$

Bei zwei Federsätzen muß, also, ein Federsatz auf Spitzenkraft $225:2 = 112,5 \text{ kP}$ berechnet sein.

Federhub:

$$s' = h' \frac{w}{b} = 5 \cdot 2 = 10 \text{ mm} \left(\frac{w}{b} = 2 - \text{Fig.6} \right)$$

Spitzenkraft, die vom Schwingungsdämpfer ausgeglichen werden muss:

$$P_{\max} = (F_{\max} - F_{i\max}) \frac{b \cdot e}{a \cdot u} = (2250 - 450) \cdot \frac{1}{14} = \frac{1800}{14} = 128 \text{ kP.}$$

509831/0180

$$\left(\frac{a \cdot u}{b \cdot e}\right) = 14 - \text{Fig.6}).$$

Der wirkliche Wert der Kraft P_{\max} ist geringer, als der hier schätzungsweise berechnete, da die Trägheit des Zylinderblocks und anderen mit ihm sich bewegenden Massen nicht in Betracht gezogen worden ist.

Spitzendruck des Öls im Dämpferzylinder (effektiver Durchmesser $d_{1(\text{eff})} = 45\text{mm} = 4,5 \text{ cm} - \text{Fig.6})$ - auch ohne Rücksicht auf die Trägheit des Zylinderblocks u. a.:

$$p'_{\max} = \frac{P_{\max}}{\pi \cdot d_{1(\text{eff})}^2 : 4} = \frac{4 \cdot 128}{3,14 \cdot (4,5)^2} = 8 \text{ kP/cm}^2.$$

Bei Teilbelastung (und im Leerlauf) sind die hier berechneten Kräfte (auch der Öldruck im Dämpfer) entsprechend geringer.

Größe des Winkels, auf welchen sich der Zylinderblock gegenüber dem Kurbelgehäuse um die Achse 4 (Fig.6) dreht:

$$\gamma = \arcsin \frac{h'}{b} = \arcsin \frac{5}{125} = 2,3^\circ \quad (\gamma - \text{gamma; } b = 125\text{mm} - \text{Fig.6}).$$

509831/0180

Schätzung der Verminderung des Brennstoffver-
brauches durch Wechselverdichtungsverhältnis.

Der Wirkungsgrad der Idealmaschine (η_{id} ; η - eta) bei ei-
nem Ottomotor steht in folgender Beziehung zum Verdichtungs-
verhältnis:

$$\eta_{id} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

Der konventionelle Isentropengrad k ändert sich im Zusam-
menhang mit der Änderung des Luftverhältnisses:

$$\lambda = \lambda_1 = 0,85 \quad \text{entspricht} \quad k = k_1 = 1,22;$$

$$\lambda = \lambda_2 = 1,05 \quad \text{entspricht} \quad k = k_2 = 1,28;$$

$$\lambda = \lambda_3 = 1,15 \quad \text{entspricht} \quad k = k_3 = 1,29.$$

Diese Werte von k unterscheiden sich bei unterschiedli-
chen Motorbauarten und auch bei unterschiedlichen Drehzah-
len, aber die Verhältnisse $k_1:k_2:k_3$ bei ein und den sel-
ben Verhältnissen $\lambda_1:\lambda_2:\lambda_3$ unterscheiden sich unbedeutend.

Leerlauf bei Motor mit konstantem Verdichtungs-
verhältnis ($\varepsilon = 8,5$):

$$\lambda = \lambda_1 = 0,85; \quad k = k_1 = 1,22;$$

$$\eta_{id1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k_1-1}} = 1 - \frac{1}{8,5^{1,22-1}} = 0,377.$$

Leerlauf bei Motor mit Wechselverdichtungs-
verhältnis ($\varepsilon = \varepsilon_{\max} = 15,1$):

$$\lambda = \lambda_3 = 1,15; \quad k = k_3 = 1,29;$$

$$\eta_{id3} = 1 - \frac{1}{(\xi_{\max})^{k_3-1}} = 1 - \frac{1}{15,1^{1,29-1}} = 0,544.$$

Der Steigerung des Wirkungsgrades der Idealmaschine von 0,377 auf 0,544 entspricht eine Verminderung des Brennstoffverbrauchs um 30 % (im Leerlauf), dazu noch das Herabsetzen dessen durch Steigerung des Gütegrades bei Erhöhen des Verdichtungsverhältnisses.

Höchstzulässige Drehzahl bei hoher Beanspruchung
(Gaspedal vollständig durchgetreten):

Motor mit konstantem Verdichtungsverhältnis

(entsprechend Punkt C - Fig.4; $\xi = 8,5$);

$$\lambda = \lambda_1 = 0,85; \quad k = k_1 = 1,22; \quad \eta_{id1} = 0,377;$$

Motor mit Wechselverdichtungsverhältnis

(entsprechend Punkt M - Fig.4; $\xi = \xi' = 11,2$

- siehe Blatt 25);

$$\lambda = \lambda_2 = 1,05; \quad k = k_2 = 1,28;$$

$$\eta_{id2} = 1 - \frac{1}{(\xi')^{k_2-1}} = 1 - \frac{1}{11,2^{1,28-1}} = 0,492.$$

Der Steigerung des Wirkungsgrades der Idealmaschine von 0,377 auf 0,492 entspricht eine Verminderung des Brennstoffverbrauchs um 23 %, dazu noch das Herabsetzen dessen durch Steigerung des Gütegrades bei Erhöhen des Verdichtungsverhältnisses.

Bei höchstem Wert des indizierten Mitteldruckes (zu diesem, wie erwähnt, kommt es bei Kraftfahrzeugmotoren selten), wenn bei Motor mit konstantem Verdichtungsverhältnis und

mit Wechselverdichtungsverhältnis diese gleich sind ($\xi=8,5$) ist der Brennstoffverbrauch in beiden Fällen gleich.

Im Durchschnitt (im Fall der Ausführung des Motors nach Fig.5, Fig.6, Fig.7 und Fig.8 - ohne Beeinflussung des Verdichtungsverhältnisses von der Drehzahl) darf reell auf Herabsetzen von 17...20 % des Brennstoffverbrauches gerechnet werden (dazu die wesentliche Verminderung der Toxizität der Auspuffgasen). Bei Fahrzeugen mit ganz geringer PS-Zahl, wo der Motor die meiste Zeit hoch beansprucht wird, ist auf ein geringeres Kraftstoffeinsparen, als im Fall einer relativ hoher PS-Zahl, zu rechnen.

Fig.9 und Fig.10 (hierzu gehören auch Fig.7 und Fig.8) stellen ein Beispiel einer Ausführung nach Sinnbild Fig.2 dar.

Der Zylinderblock bewegt sich hier gegenüber dem Kurbelgehäuse um die Achse 4. Der Aufbau und die meisten schon beschriebenen Teile sind dieselben, wie im Beispiel Fig.5 und Fig.6, außer dem wesentlichen Unterschied, daß hier (Fig.9 und Fig.10) das Verdichtungsverhältnis von einem Servomechanismus 52, welcher unter der Ölwanne am Ausleger 54 (Gelenk 53) befestigt ist, eingestellt wird.

Dieser Servomechanismus (Fig.11) ist ein hydraulischer Verstärker, dessen Arbeitsweise in der Technik weit bekannt ist. Für den Antrieb des Verstärkers wird das Öl des Schmiersystems (mit seinem Druck) eingesetzt.

Durch die Leitung 57 ist der Verstärker an die Ölpumpe des Schmiersystems angeschlossen; durch die Leitung 55 wird das Öl aus dem Verstärker in die Ölwanne abgeleitet.

Durch die Leitung 61 ist die Kammer 62 mit der Ansaugleitung (Vergaser) verbunden. Bei Fallen des Drucks in der Ansaugleitung wird durch die Membran 63 der Schieber 56 nach rechts verschoben, also verschiebt sich der Kraftkolben 64 nach links - das Verdichtungsverhältnis nimmt zu.

Bei Erhöhen der Drehzahl des Motors wird von einem Fliehkraftregler die Zugstange 60 nach links, also der Schieber 56 nach rechts verschoben, der Kraftkolben 64 verschiebt sich nach links - das Verdichtungsverhältnis nimmt zu.

509831/0180

Die Federsteife der Feder 59 muss eine Bestimmte sein; die Vorspannung dieser Feder wird durch Muttern 58 bewerkstelligt.

Ausgewählte wichtige Daten und Berechnungen
(schätzungsweise) zum Beispiel nach Fig.9
und Fig.10

Reihenmotor für Kraftwagen; Zahl der Zylinder, Bohrung, Hub, indizierter Mitteldruck, Spitzendruck des Arbeitskreises und entsprechende Spitzenkraft ($F_{\max} = 2250 \text{ kP}$ - siehe Blatt 26) - wie Ausführungsbeispiel nach Fig.5 und Fig.6.

Effektiver Durchmesser des Kraftkolbens $d_{2\text{eff}} = 75 \text{ mm} = 7,5 \text{ cm}$ (Fig.10 und Fig.11).

Spitzenkraft, die der Kraftkolben ausgleichen muss:

$$P'_{\max} = F_{\max} \cdot \frac{b \cdot e}{a \cdot u} = 2250 : 14 = 160 \text{ kP} \quad \left(\frac{a \cdot u}{b \cdot e} = 14 - \text{Fig.10} \right).$$

Erforderlicher Öldruck:

$$P''_{\max} = \frac{P'_{\max}}{\pi \cdot (d_{2\text{eff}})^2 : 4} = \frac{4 \cdot 160}{3,14 \cdot (7,5)^2} = 3,65 \text{ kP/cm}^2.$$

Aber es wird auch ein geringerer Druck ausreichen, welcher nur dem Höchstwert des indizierten Mitteldrucks (und nicht dem Höchstwert des Spitzendrucks) entspricht (praktisch etwas höher), also um das 4...5-fache geringer, als der hier berechnete. Wenn jetzt noch Hilfsfedern (wie auf Fig.5 und Fig.6 - 37) eingesetzt werden (hier aber

nur als Hilfsfedern), so reicht ein Öldruck 1,1...1,3 kP/cm² mit hoher Sicherheit aus.

Also, kann für den Betrieb des hydraulischen Verstärkers das Öl des Schmiersystems mit gewöhnlichem Druck eingesetzt werden; der Förderstrom der Ölpumpe muss entsprechend angepasst werden, bedeutend braucht dieser aber nicht angehoben werden.

Wirkungsgrade sind hier (Fig.9 und Fig.10) bei Höchstwert des Drehmoments und im Leerlauf die Gleichen, wie im Ausführungsbeispiel nach Fig.5 und Fig.6.

Bei höchstzulässiger Drehzahl gleicht hier das Verdichtungsverhältnis (durch Beeinflussung von der Drehzahl)

$\xi = \xi'' = 14$; Luftverhältnis $\lambda = \lambda_2 = 1,05$ (Punkt M - Fig.4); Jsentropengrad $k = k_2 = 1,28$ (siehe Blatt 28); Entsprechender Wirkungsgrad der Idealmaschine:

$$\eta'_{id2} = 1 - \frac{1}{(\xi'')^{k_2-1}} = 1 - \frac{1}{14^{1,28-1}} = 0,522.$$

Gegen 0,377 bei Motor mit konstantem Verdichtungsverhältnis (siehe Blatt 29) bedeutet das eine Verminderung des Brennstoffverbrauchs um 28 % (bei höchstzulässiger Drehzahl und hoher Beanspruchung).

Man darf hier im Durchschnitt auf Herabsetzung des Brennstoffverbrauchs um 19...22 % rechnen, bei wesentlich geringerer Toxizität der Auspuffgasen (im Vergleich mit Motor mit konstantem Verdichtungsverhältnis).

Fig.12 stellt ein Sinnbild eines Regelungssystems, bei welchem das Verdichtungsverhältnis eine Funktion des indizierten Mitteldrucks, des Drucks in der Ansaugleitung (im Vergaser) und der Drehzahl des Motors ist, dar.

Der Motor ist nach Sinnbild Fig.3 gebaut mit dem wesentlichen Unterschied, daß anstatt Dämpfer 6 (Fig.3) das Gerät 73 (Fig.12) an den Auslegern 7 und 8 (Fig.3) angebracht ist (die Abmessungen der Ausleger 7 und 8 sind entsprechend angepasst). Ausleger 34 und 35 (Fig.6), Federsätze 37 (mit entsprechender Federsteife), Verdichtung 14 sind, wie auch die wichtigen Daten - Bohrung, Hub u. s. w., die Gleichen, wie im Ausführungsbeispiel Fig.5 und Fig.6.

Das Gerät 73 (dargestellt - Fig. 14) dient als Dämpfer der Schwingungen des Zylinderblocks, außer dem wird durch ihn das Verdichtungsverhältnis beeinflusst.

Der Raum 74 (Fig.12 und Fig.14) ober dem Kolben 67 ist mit Flüssigkeit (Wasser mit Rost- und Frierschutzeinsatz, oder Bremsflüssigkeit) gefüllt und durch Leitung 65 mit Kreislumpumpe 75 (Fig.12) und weiter mit Flüssigkeitsbehälter 77 verbunden.

Durch den hydrodynamischen Widerstand der Leitungen 65 und 76 (auch Kreislumpumpe 75) werden die Schwingungen des Zylinderblocks gedämpft (der Kanal 66 - Fig.12 und Fig.14 - leistet dem Flüssigkeitsstrom erforderlichen zusätzlichen Widerstand).

Der Anfang 82 (Fig.14) der Leitung 65 befindet sich im oberem Teile des Raumes 74 (damit Luftblasen, die sich zu-

fällig bilden können, hinausgestoßen werden).

Das Verdichtungsverhältnis innerhalb seiner Grenzwerten wird vom Gleichgewichtszustand der Druckkraft in den Verbrennungskammern des Motors einerseits, und der Spannkraft der Federn 5 (Fig.3 oder Federsätze 37 - Fig.6), der auf den Kolben 67 (Fig.12 und Fig.14) wirkenden Druckkraft der Flüssigkeit im Raum 74, und der Druckkraft, welche auf die Membran 72 wirkt, andererseits, bestimmt. Durch die Leitung 71 ist der Raum 70 mit der Ansaugleitung (Vergaser) des Motors verbunden; durch die Beeinflussung des Verdichtungsverhältnisses vom Druck in der Ansaugleitung wird der Verlauf der Änderung des Verdichtungsverhältnisses verbessert.

Die Kreispumpe 75 ist am entsprechend geänderten Deckel (Hinterwand) 79 (Fig.13) der Lichtmaschine 78 des Kraftfahrzeuges angebracht; die Welle 80 der Lichtmaschine ist verlängert, die Kreispumpe 75 wird durch eine elastische Muffe 81 angetrieben.

Der Förderstrom der Pumpe 75 (Höchstwert etwa $0,3 \text{ dm}^3/\text{s}$ - bei Spitzendrehzahl des Motors) wird nur kurz in Bedarf genommen, wenn der Betriebsstand des Motors sich so ändert, daß das Verdichtungsverhältnis zunimmt; wenn der Betriebsstand des Motors sich langsam oder nicht ändert, so ist der Förderstrom der Pumpe 75 praktisch dem Null nahe, und der durchschnittliche Leistungsbedarf unbedeutend gering.

Um den Leistungsbedarf der Pumpe 75 möglichst niedrig zu machen, ist das Gehäuse der Pumpe innen mit einer Schichte Teflon bedeckt um die hydrodynamischen Reibungsverluste herabzusetzen; diesem Zweck dient auch, daß das Gehä-

509831/0180

de der Pumpe nicht schneckengehäusenförmig, sondern kreisförmig (rund) ist. Der Durchmesser des Pumpenrades gleicht etwa 40...45 mm; der durchschnittliche Leistungsbedarf beträgt 0,03...0,05 PS, er ist, also, unbedeutend gering.

Der Austrittsdruck der Pumpe (etwa $0,7 \text{ kP/cm}^2$ bei höchstzulässiger Drehzahl des Motors) wirkt auf den Kolben 67 (Fig.12 und Fig.14); dieser Druck ist ungefähr der zweiten Potenz der Drehzahl proportionell, so ist es praktisch für die Auswirkung der Drehzahl auf das Verdichtungsverhältnis auch erforderlich.

Die Flüssigkeit, welche sich zwischen Kolben 67 und Zylinderwand des Gerätes durchsickert, sammelt sich im Raum 68 an und wird durch Leitung 69 (ohne wesentlichen Widerstand) in den Flüssigkeitsbehälter 77 hinausgestoßen; die Passung des Kolbens 67 im Zylinder des Gerätes braucht keine besonders genaue sein.

Daten (Förderstrom und Austrittsdruck der Kreiselpumpe, Durchmesser des Pumpenrades u. a.) sind hier nur zum Abschätzen der Größen angegeben, sie sind schätzungsweise berechnet; bei Bau eines Motors müssen diese genau festgestellt werden.

Durch Regulieren nach Sinnbild Fig.12 kann das Verdichtungsverhältnis relativ genau von den das Klopfen bestimmenden Faktoren beeinflusst werden; man darf, wie auch im Falle mit hydraulischen Verstärker, auf Herabsetzen des Kraftstoffverbrauchs um 19...22 % rechnen (bei wesentlichem Vermindern der Toxizität der Auspuffgasen).

509831/0180

Die Vergrößerungen der Abmessungen eines Motors mit Wechselverdichtungsverhältnis, gegenüber einem mit konstantem, sind unbedeutend, sie können nach Fig.6, Fig.10 (hier $l_{\max} = 120$ mm) und nach Fig.14 (Maßstab angegeben) abgeschätzt werden. Der gewöhnliche Motorraum bei einem Kraftfahrzeug braucht nicht vergrößert worden sein.

509831/0180

zur Patentansmeldung: Wechselverdichtungsverhältnis für
Ottomotore mit wechselnder Betriebs-
beanspruchung.

Anmelder: Viktor Rosenau,
75 Karlsruhe 1, Wolfartsweiererstr. 5

) Obergriff: 1. Wechselverdichtungsverhältnis für Ottomotore
mit wechselnder Betriebsbeanspruchung, ins-
besondere für Kraftfahrzeugmotore,

Kennzeich- dadurch gekennzeichnet, daß das Verdichtungs-
nender verhältnis sich seinem optimalen Wert für je-
Teil: den Betriebsstand nähert durch Verschieben des
Zylinderblocks, unabhängig von der Zahl der
Zylinder, gegenüber dem Kurbelwellenlagerträ-
ger, wobei das Luftverhältnis des Gemisches
bei Teilbelastung und im Leerlauf, gegenüber
einem Motor mit konstantem Verdichtungsver-
hältnis, erhöht ist; in Fällen, wenn es zweck-
mäßig ist, auch ohne Erhöhen des Luftverhält-
nisses.

zur Patentanmeldung: Wechselverdichtungsverhältnis für
Ottomotore mit wechselnder Betriebs-
beanspruchung:

Anmelder: Viktor Rosenau,
75 Karlsruhe 1, Wolfartsweiererstr. 5

Obergriff des 2. Wechselverdichtungsverhältnis nach
Unterspruchs: Anspruch 1,

Kennzeichnender dadurch gekennzeichnet, daß der Zylinder-
Teil des Unter- block, gegenüber dem Kurbelgehäuse mit
spruchs: Kurbelwelle, um eine Achse drehbar ver-
schoben wird.

509831/0180

Patentansprüche, Blatt ~~3~~

zur Patentanmeldung: Wechselverdichtungsverhältnis für
Ottomotore mit wechselnder Betriebs-
beanspruchung.

Anmelder: Viktor Rosenau,
75 Karlsruhe 1, Wolfartsweiererstr. 5

Obergriff des 3. Wechselverdichtungsverhältnis nach

Unterspruchs: Anspruch 1,

Kennzeichnender Teil des Unter-
spruchs: dadurch gekennzeichnet, daß der Zylinder-
block an den Kurbelwellenlagerträger durch
Federn (unmittelbar oder durch ein Hebel-
system) angedrückt wird, und das Verdich-
tungsverhältnis, innerhalb seiner Grenz-
werte, vom Gleichgewichtszustand der
Druckkraft des Mitteldrucks in den Ver-
brennungskammern einerseits, und der
Spannungskraft der Federn anderseits,
bestimmt wird, wobei die Schwingungen
des Zylinderblocks gegenüber dem Kurbel-
wellenlagerträger durch Dämpfer ausge-
glichen (gedämpft) werden.

509831/0180

V. Rosenau

zur Patentanmeldung: Wechselverdichtungsverhältnis für
Ottomotore mit wechselnder Betriebs-
beanspruchung.

Anmelder: Viktor Rosenau,
75 Karlsruhe 1, Wolfartsweiererstr. 5

Obergriff des 4. Wechselverdichtungsverhältnis nach
Unterspruchs: Anspruch 3,

Kennzeichnender dadurch gekennzeichnet, daß das Verdich-
Teil des Unter- tungsverhältnis zusätzlich von der Dreh-
spruchs: zahl des Motors beeinflusst wird.

zur Patentanmeldung: Wechselverdichtungsverhältnis für
Ottomotore mit wechselnder Betriebs-
beanspruchung.

Anmelder: Viktor Rosenau,
75 Karlsruhe 1, Wolfartsweiererstr. 5

Obergriff des 5. Wechselverdichtungsverhältnis nach
Unterspruchs: Anspruch 4,

Kennzeichnender Teil des Unter-
spruchs: dadurch gekennzeichnet, daß das Verdich-
tungsverhältnis teilweise von einem
Flüssigkeitsdruck, welcher der Austritts-
druck einer vom Motor angetriebenen Krei-
selpumpe ist, eingestellt wird.

Patentansprüche, ~~Blatt 6~~

zur Patentanmeldung: Wechselverdichtungsverhältnis für
Ottomotore mit wechselnder Betriebs-
beanspruchung.

Anmelder: Viktor Rosenau,
75 Karlsruhe 1, Wolfartsweiererstr. 5

Obergriff des 6. Wechselverdichtungsverhältnis nach
Unterspruchs: Anspruch 3,

Kennzeichnender dadurch gekennzeichnet, daß das Verdichtungs-
Teil des Unter- verhältnis zusätzlich vom Druck in der An-
spruchs: saugeleitung beeinflusst wird.

Patentansprüche, ~~Blatt 7~~

zur Patentanmeldung: Wechselverdichtungsverhältnis für
Ottomotore mit wechselnder Betriebs-
beanspruchung.

Anmelder: Viktor Rosenau,
75 Karlsruhe 1, Wolfartsweiererstr. 5.

Obergriff des 7. Wechselverdichtungsverhältnis nach
Unterspruchs: Anspruch 1,

Kennzeichnender dadurch gekennzeichnet, daß der Zylinder-
Teil des Unter- block von Servomechanismen verschoben
spruchs: wird.

509831/0180

45

Patentansprüche, Blatt 8

2404231

zur Patentanmeldung: Wechselverdichtungsverhältnis für
Ottomotore mit wechselnder Betriebs-
beanspruchung.

Anmelder: Viktor Rosenau,
75 Karlsruhe 1, Wolfartsweiererstr. 5.

Obergriff des 8. Servomechanismus nach Anspruch 7,
Unterspruchs:

Kennzeichnender Teil des Unter-
spruchs: dadurch gekennzeichnet, daß dieser Servo-
mechanismus ein hydraulischer Verstärker
ist, zu dessen Antrieb das Öl des Schmier-
systems des Motors mit seinem Druck ein-
gesetzt wird.

509831/0180

⁴⁶
Leerseite

THIS PAGE BLANK (USPTO)

47. I Y

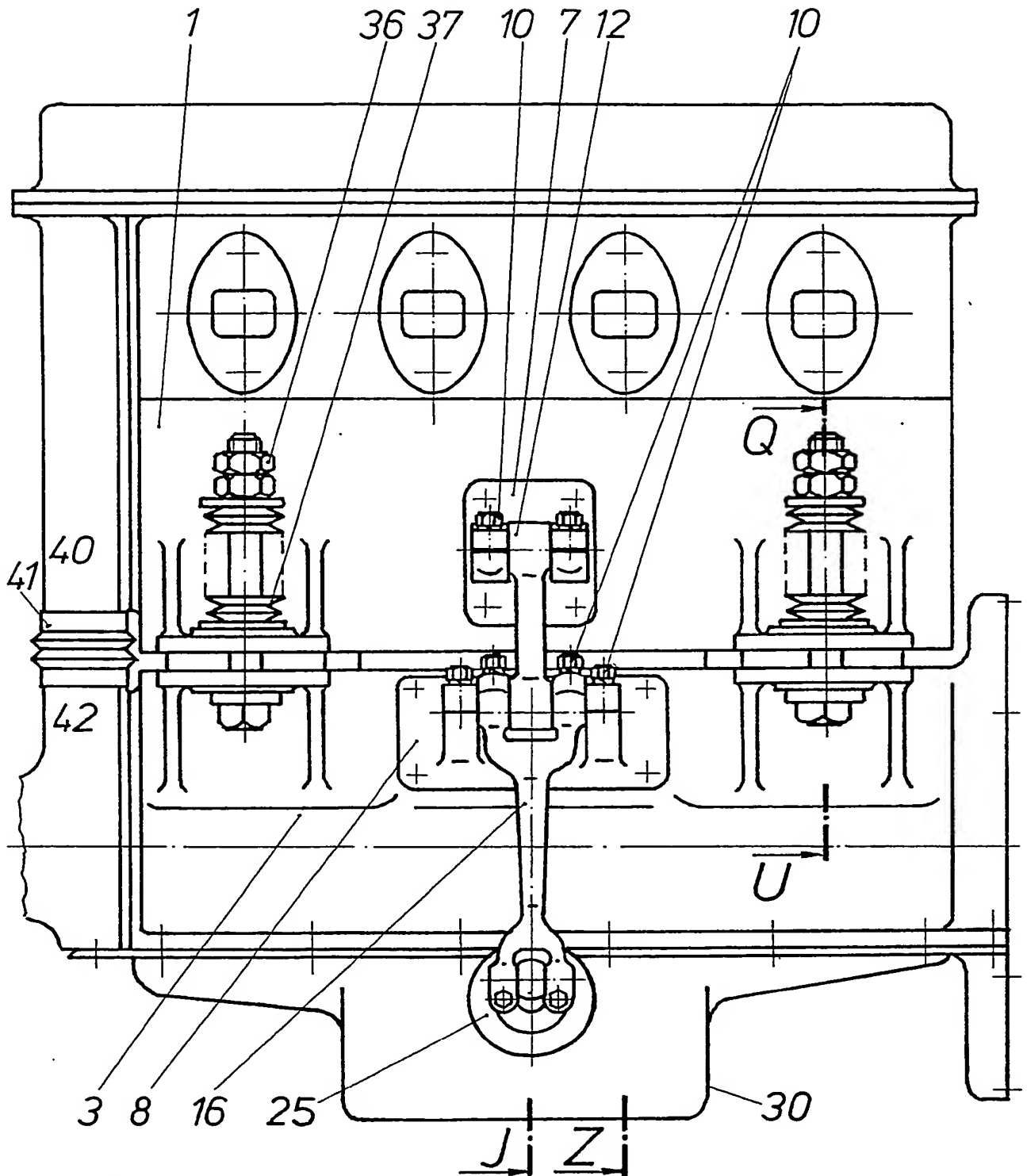


Fig.5

509831/0180

Zeichnungen, Blatt 2, zur Patentanmeldung:
Wechselverdichtungsverhältnis für Ottomotoren
mit wechselnder Betriebsdrehrichtung.

Anmelder: Viktor Terehna.

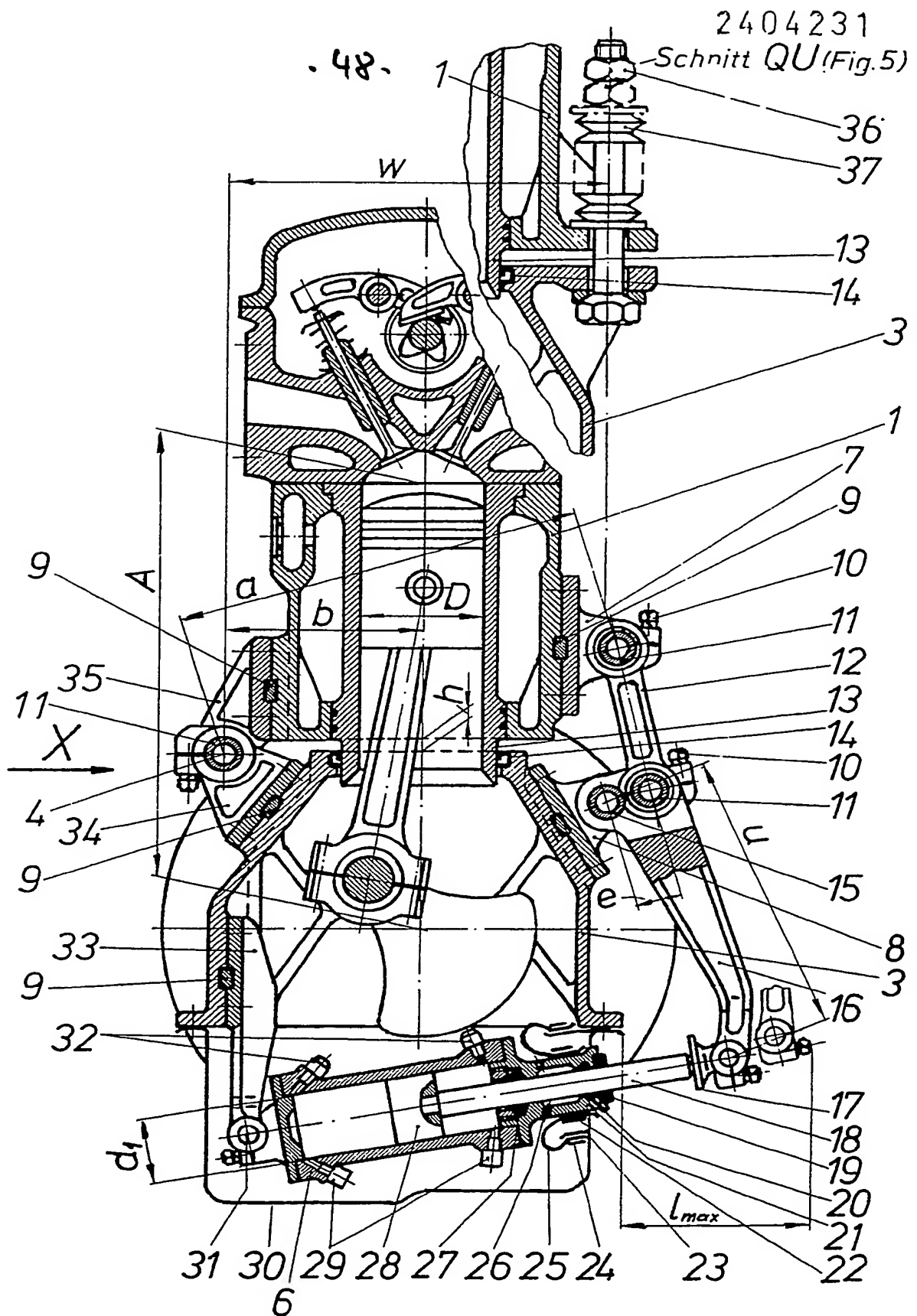


Fig. 6

Zeichnungen, Blatt 3, zur Patentanmeldung:
Wechselverdichtungsverhältnis für Ottomotoren
mit wechselnder Betriebsbeanspruchung.

Erfinder: Viktor Rotenau.

509831/0180

2404231

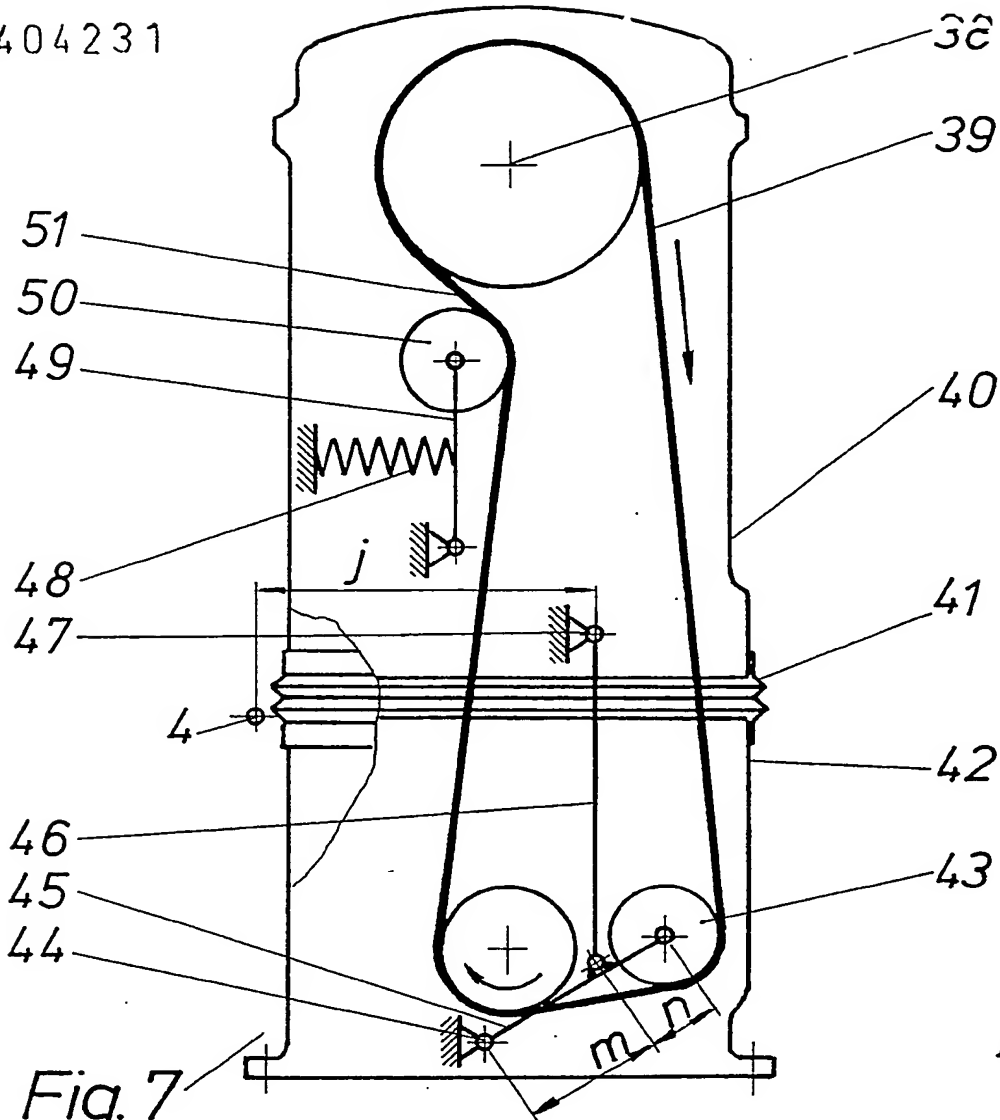


Fig. 7

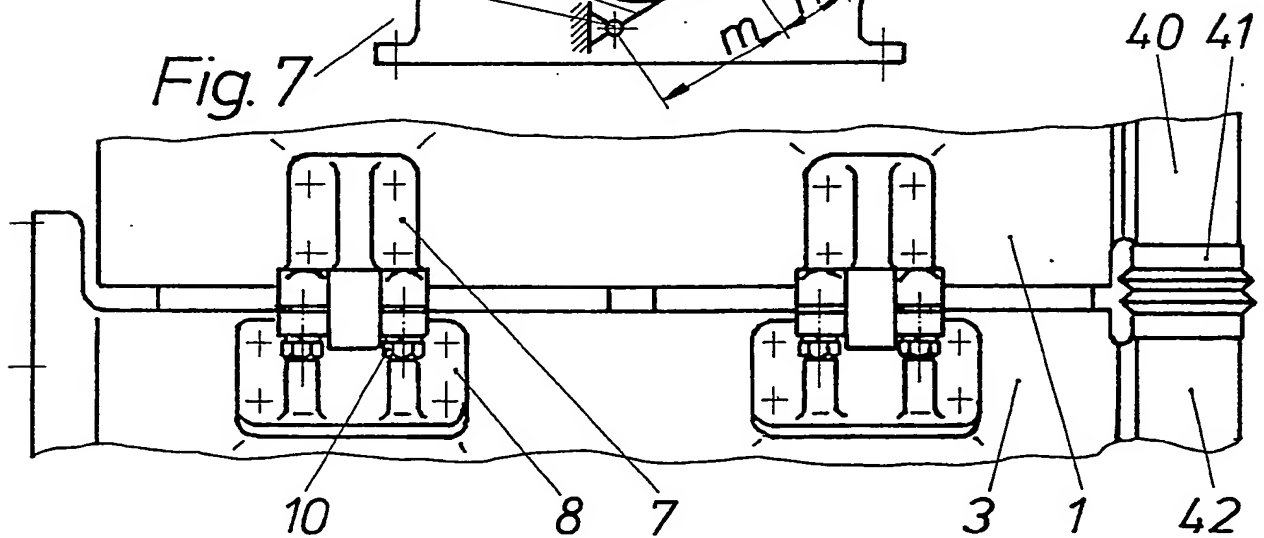
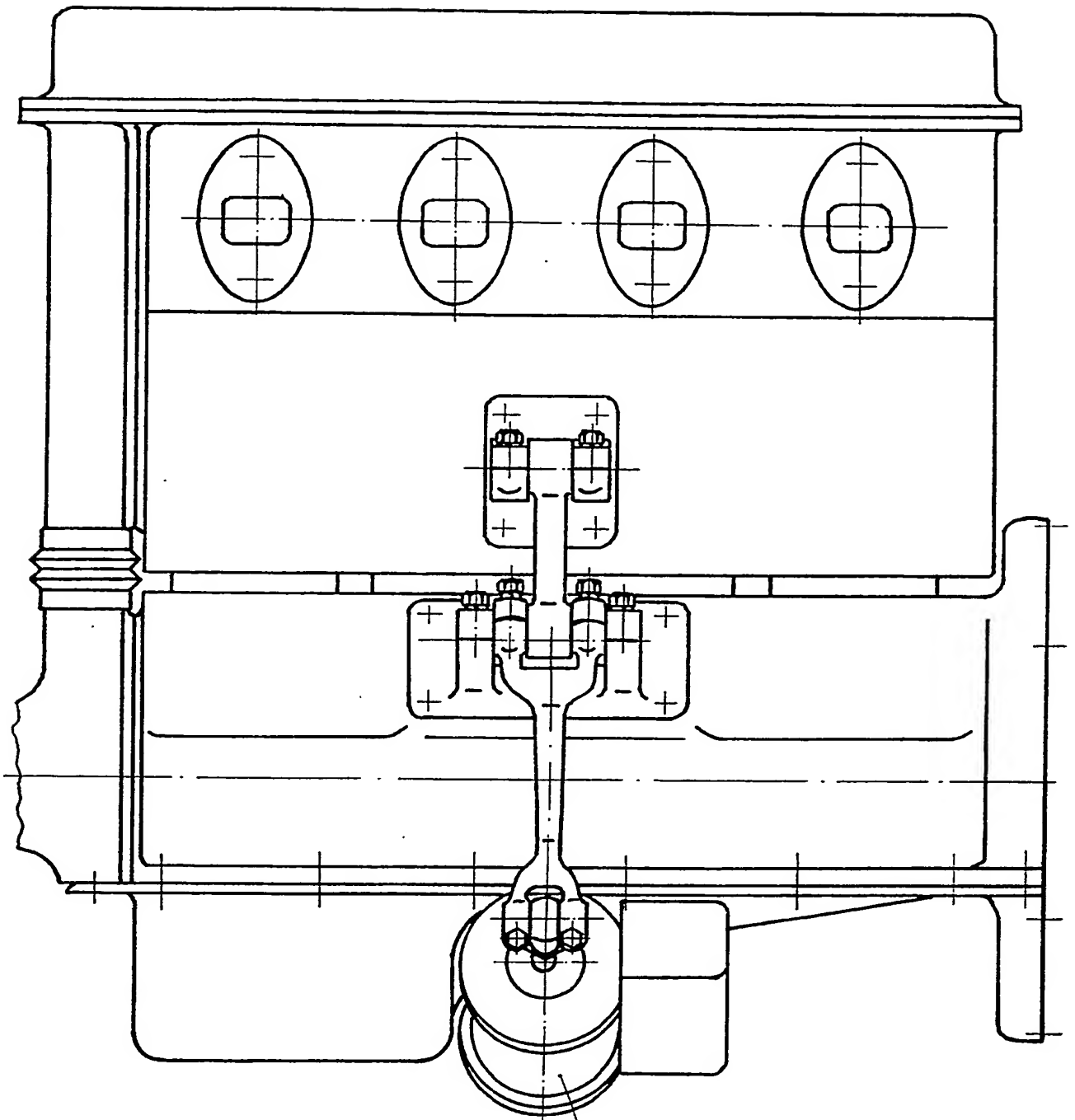


Fig. 8-Ansicht X(Fig. 6)

Zeichnungen, Blatt 4, zur Patentanmeldung:
Wechselverdichtungsverhältnis für Ottomotore
mit wechselnder Betriebsbeanspruchung.
Anmelder: Viktor Rosenau.

509831/0180

*Fig. 9*

52

509831/0180

Zeichnungen, Blatt 5, zur Patentanmeldung:
Wechselverdichtungsverhältnis für Ottomotoren
mit wechselnder Betriebsbeanspruchung.

Anmelder: Viktor Rosenau.

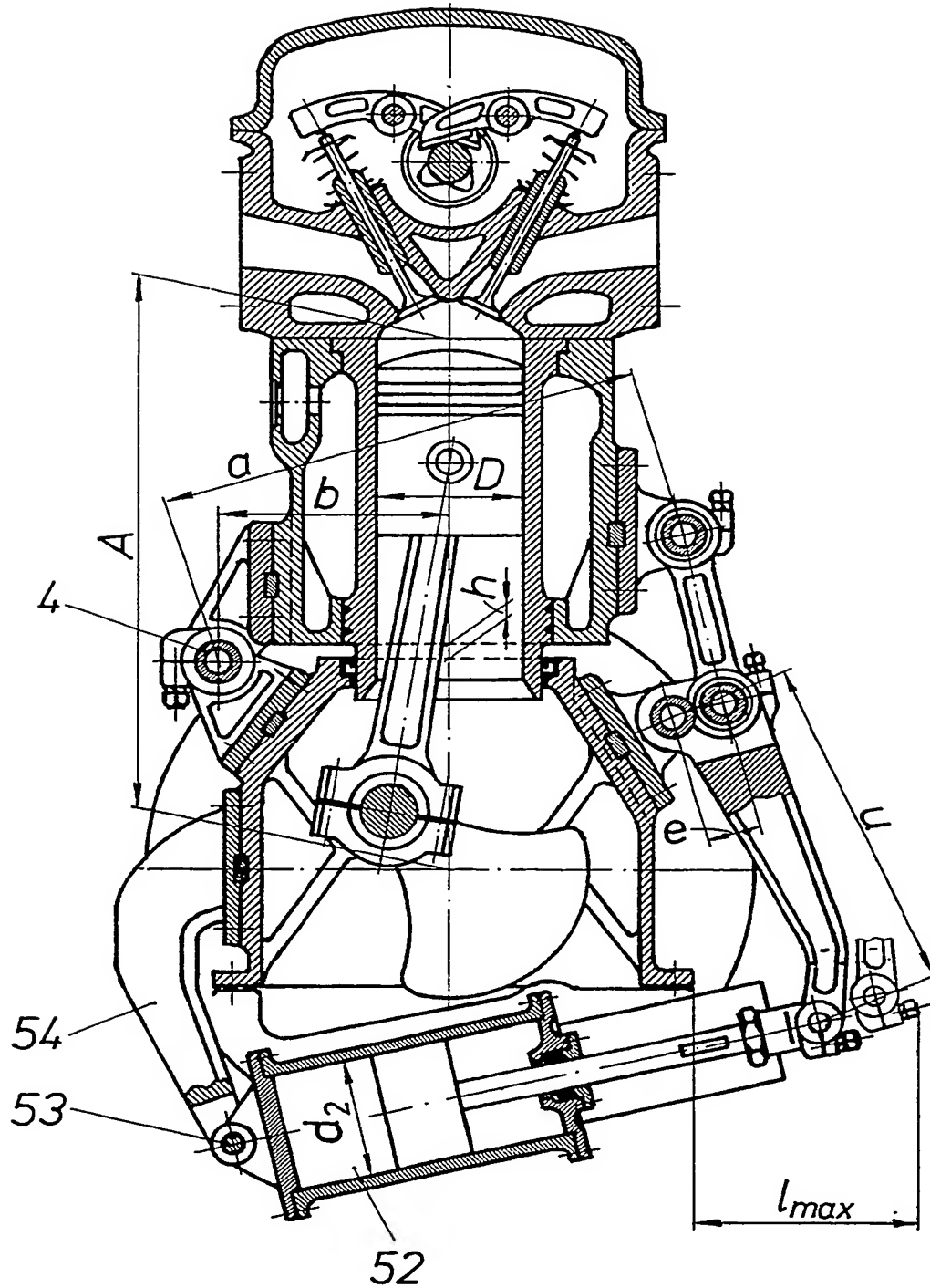


Fig.10

Zeichnungen, Blatt C, zur Patentanmeldung:
Wechselverdichtungsverhältnis für Ottomotoren
mit wechselnder Betriebsbeanspruchung.
Anmelder: VVA für Daimler-Benz.

509831/0180

2404231

• 59 •

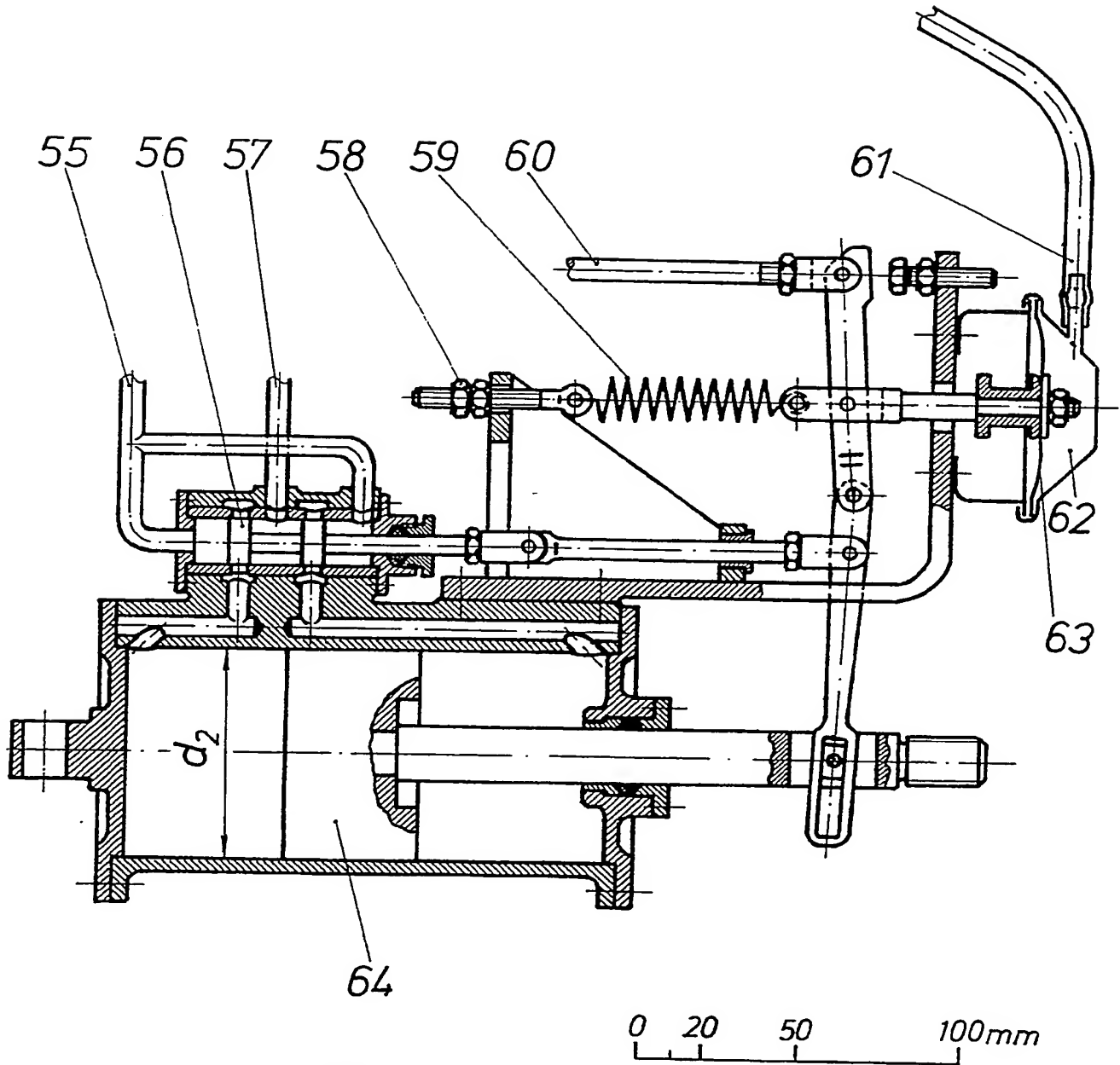


Fig. 11

Zeichnungen, Blatt 7, zur Patentanmeldung:
Wechselverdichtungsverhältnisse für Ottomotoren
mit wechselseitiger Betriebsbeanspruchung.

509831/0180

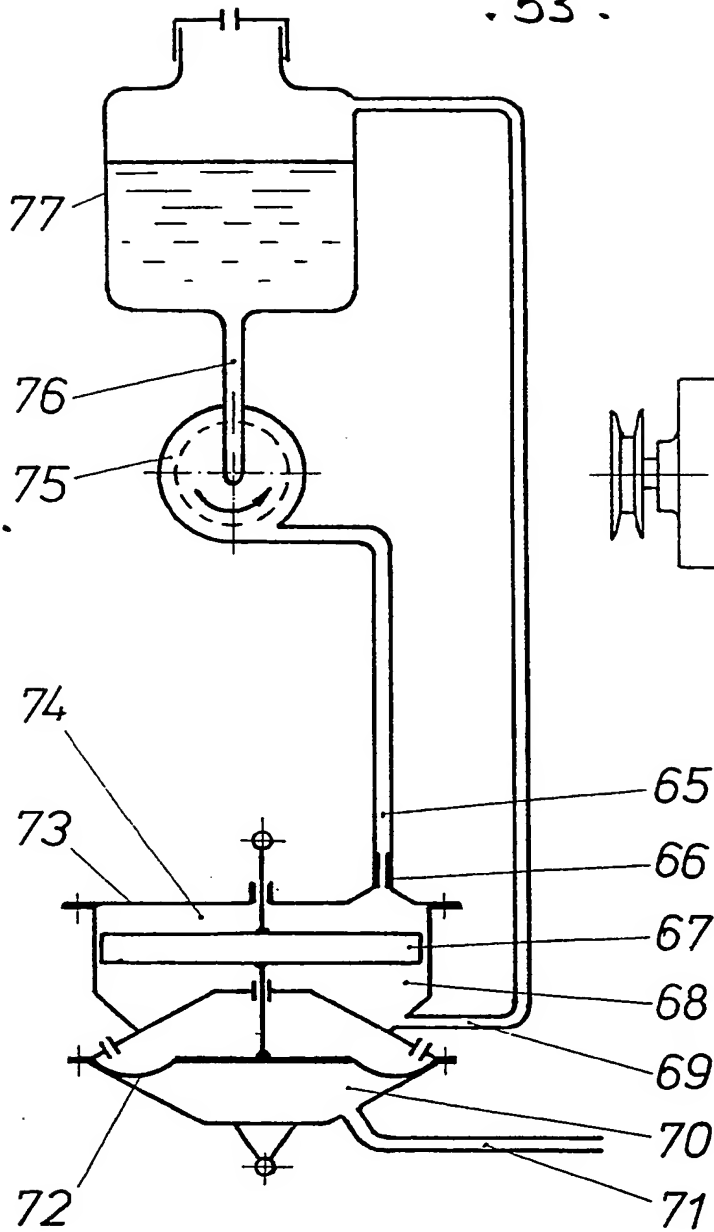


Fig. 12

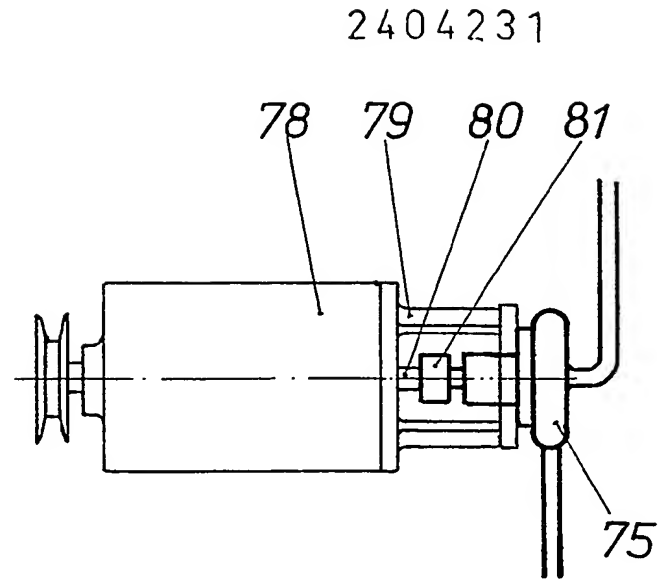
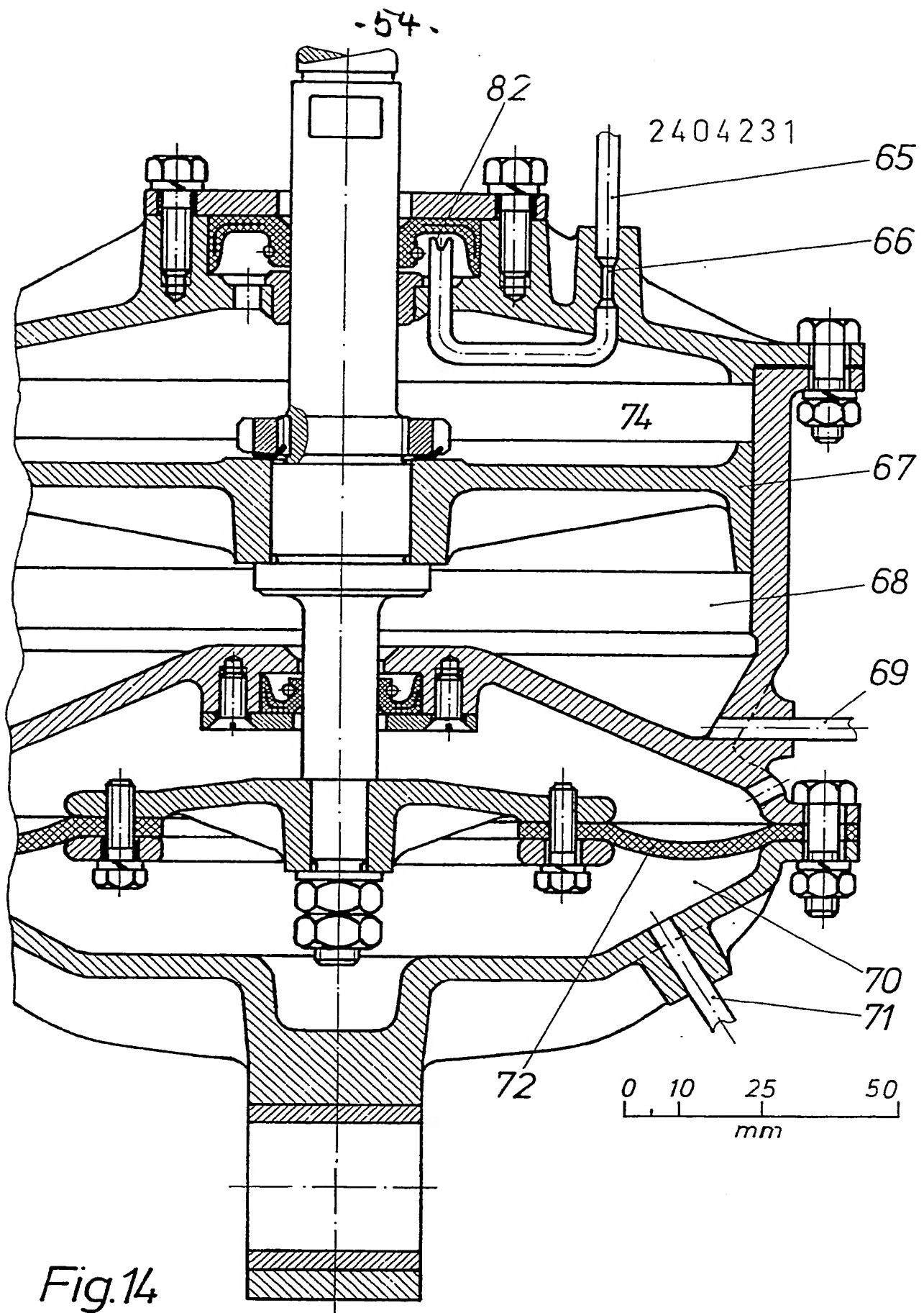


Fig. 13

509831/0180

Zeichnungen, Blatt 8, zur Patentanmeldung:
Wechselverdichtungsverhältnis für Ottomotore
mit wechselnder Betriebsbeanspruchung.



Zeichnungen, Blatt 9, zur Patentanmeldung:
 Wechselverdichtungsverhältnis für Ottomotoren
 mit wechselnder Betriebsbeanspruchung.

509831/0180

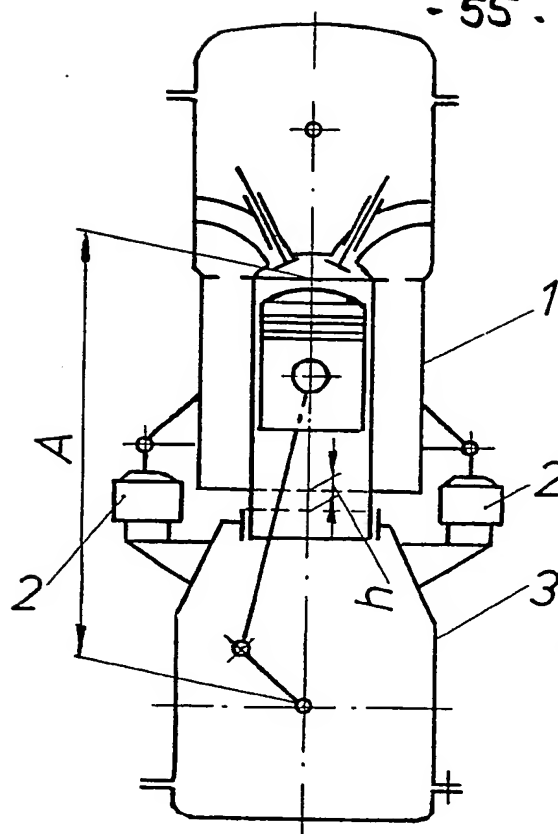


Fig. 1

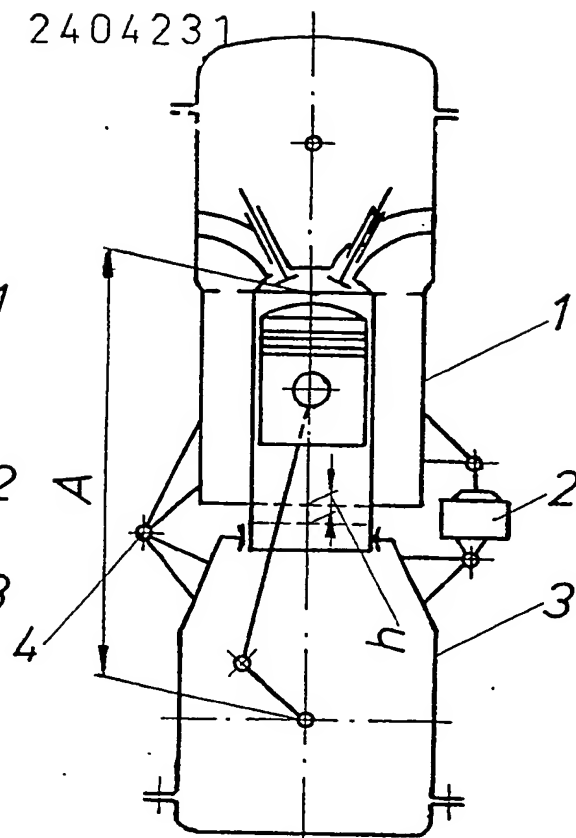


Fig. 2

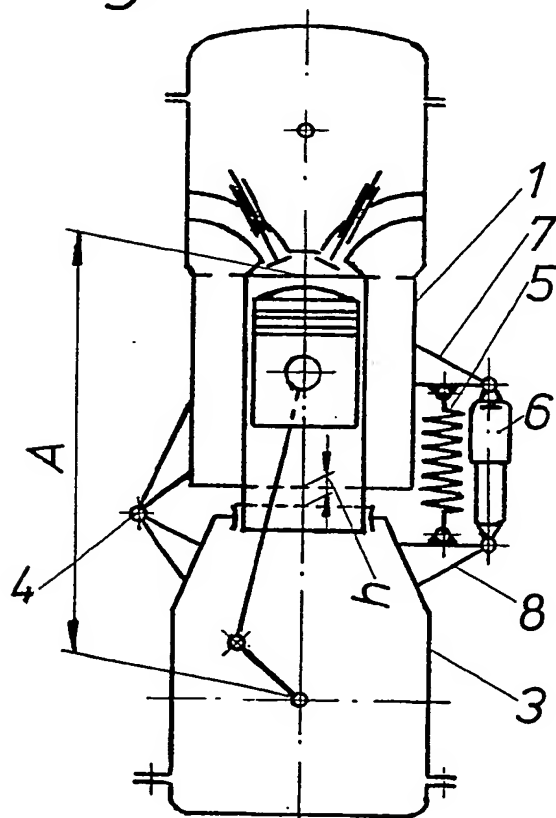


Fig. 3

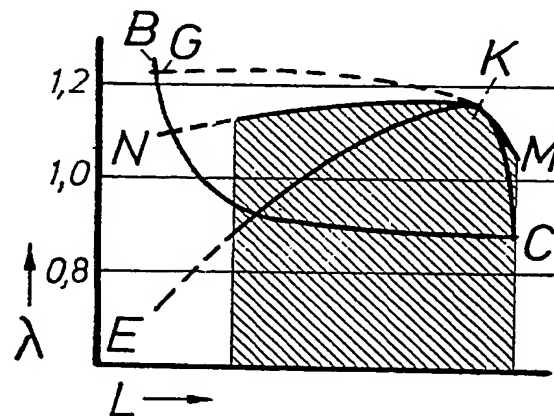


Fig. 4

Zeichnungen, Blatt 1, zur Patentanmeldung:
Wechselverdrichtungsverhältnis für Ottomotoren
in wechselnder Betriebsbeanspruchung.

509831/0180